

4 Дрогомирецький Я.М. Резерв підвищення довговічності герметизованих опор шарошкових доліт // Нафт. і газова пром-сть. – 1998. – №5 – С. 25.

5 Дрогомирецький Я.М., Жидовцев Н.А. Влияние смазки на долговечность тяжело нагруженных подшипниковых узлов // Матер. Всес.

науч.-техн. конф. “Трение и изнашивание композиционных материалов” (секция III. Композиционные покрытия). – Гомель, 1982. – С. 71-72.

6 Дрогомирецький Я.М. Вплив інтенсивності експлуатації шарошкових доліт на їх надійність // Нафт. і газова пром-сть. – 1998. – №2. – С. 22-23.

УДК 622.243.92.05 (088.8)

## РОЗРАХУНОК БУРОВОГО АМОРТИЗАТОРА, СКОНСТРУЙОВАНОГО НА БАЗІ ПЛАСТИНЧАСТОЇ ПРУЖИНИ

А.С.Величкович

ІФНТУНГ, 76019, м.Івано-Франківськ, вул.Карпатська,15, тел.(0342) 507626,  
e-mail:velja2@mail.ru

*Представлено описание строения и принципа действия бурового амортизатора, который сконструирован на базе пластинчатой пружины. Обращено внимание на конструктивные особенности амортизатора и определены приоритетные области его применения. Произведено статический расчёт амортизатора на прочность и жёсткость, в результате которого получены простые аналитические формулы для инженерного проектирования. Приведены рекомендации о возможности варьирования эксплуатационными характеристиками амортизатора*

*It is given the description of the structure and principle of work of the boring shock absorber which is constructed on the base of the plating spring. It is paid a regard to structural features of the device and certainly priority areas of his application. The static calculation of the shock absorber is carried out on the durability and inflexibility, as a result of which the simple analytical dependences are got for an engineering design. It is made a recommendation in relation to possibility of varying of the considered device's operating descriptions.*

Для підвищення довговічності й надійності машин і механізмів велике значення мають заходи зі зниження виникаючих у процесі експлуатації вібрацій. Вібрації негативно позначаються на роботі окремих вузлів машин і механізмів, тому проблема віброізоляції технічних об'єктів є дуже важливою.

З виникненням значних вібрацій безумовно пов'язані і процеси буріння нафтових і газових свердловин. Наявність вібрацій бурильного інструменту знижує техніко-економічні показники буріння, шкідливо впливає на роботу елементів бурильної колони, доліт, вибійних двигунів і наземного обладнання, а також погіршує умови роботи бурових бригад. Буріння свердловин в умовах інтенсивних вібрацій знижує стійкість озброєння і опор шарошкових доліт та алмазних коронок, призводить до втрат корисної потужності вибійних двигунів (30% і більше), погіршує сам процес руйнування гірських порід (до 50% знижується механічна швидкість проходження свердловин) та підвищує питомі енерговитрати на буріння, знижує процент виносу керна, є причиною багатьох аварій, що в підсумку призводить до зростання прямих витрат на проходку кожного метра. При бурінні на невеликій глибині часто можна візуально спостерігати вібрацію ведучої труби. При збільшенні глибини свердловини бурильна колона може руйнуватися без видимих проявів вібрації на поверхні. Вібраційні навантаження під час

буріння міцних порід мають суттєвий вплив на викривлення стовбура свердловини. Тому важливим напрямком удосконалення процесу буріння є боротьба із шкідливими впливами вібрацій, що виникають при роботі долота на вибої свердловини [1-5].

При інтенсивній вібрації бурильного інструменту тривіальним вирішенням проблеми є зменшення швидкості обертання й осевого навантаження на долото. Це дає змогу вийти з критичної зони і зменшити вібрацію до допустимої межі, однак при цьому неможливо досягти найвищої продуктивності долота, відповідно, знижуватимуться техніко-економічні показники буріння.

На сьогодні запропоновано ряд технічних заходів, способів і пристроїв, що дозволяють понизити шкідливий вплив вібрацій і здійснити регулювання динамічного режиму бурильної колони. Один із перспективних і найбільш кардинальних шляхів вирішення проблеми базується на використанні спеціальних віброзахисних пристроїв – бурових амортизаторів. Застосування таких пристроїв при бурінні нафтових і газових свердловин має специфічний характер: необхідно не повністю погасити вібрації, а створити певний баланс між динамікою породоруйнівного інструменту та рівнем його віброзахисту, що повинно забезпечити зростання техніко-економічних показників буріння і, разом з тим, покращити умови роботи елементів

бурильної колони, наземного обладнання та обслуговуючого персоналу. При бурінні свердловин з аномально високим (чи низьким) температурним режимом зазвичай використовують бурові амортизатори, що сконструйовані на базі металевих пружних елементів, або оболонкових пружин із жорсткими вузлами трансформації переміщень [6,7]. Серед існуючих конструкцій, своєю простотою та невисокою вартістю особливу зацікавленість викликає буровий амортизатор АП12К, рис.1 [7]. Він складається з перехідника 1, спеціального ущільнення 2, корпусу 3, ствола 4, пружного елемента 5, спеціального ущільнення 6, упора 7, профільного вала 8 і профільної втулки 9.

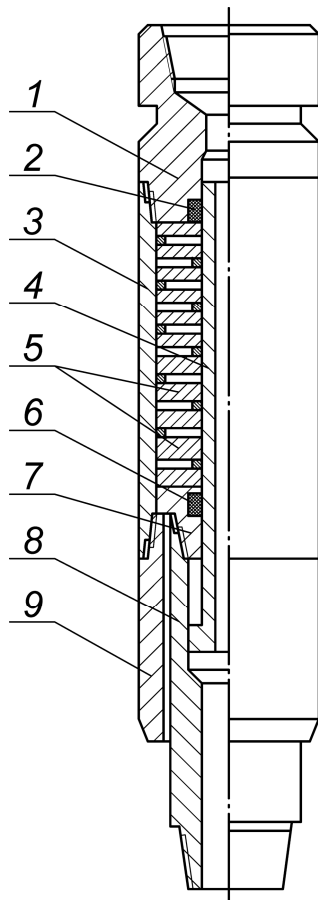


Рисунок 1 – Буровий амортизатор АП12К

Пружний елемент амортизатора АП12К виконаний у вигляді пластинчастої пружини. Пластини у пружині можуть мати як однакову, так і змінну товщину. Вони змонтовані з можливістю виключення з роботи окремих пластин при перевантаженнях. Ця обставина значно розширює діапазон експлуатаційних навантажень, при яких амортизатор здатний ефективно виконувати свої функції.

Працює амортизатор так. Під'єднаний за допомогою перехідника 1 до бурильної колони чи вала вибійного двигуна амортизатор у процесі буріння навантажують осьовою силою і крутним моментом. Крутний момент передається долоту за допомогою профільної пари (втулка 9 – вал 8). Осьове навантаження при-

мушує вал 8 входити у середину втулки 9. Разом з профільним валом переміщується, з'єднаний з ним різь, упор 7, який за допомогою перехідника 1 стискає пластинчастий пружний елемент амортизатора. Несучі ланки пружного елемента-пластини, змінюючи свою форму, накопичують потенціальну енергію пружної деформації. Зазори між пластинами розраховані так, що при перевантаженні пластина виключається з роботи. При зниженні імпульсу осьового навантаження рухомі частини амортизатора повертаються у вихідне положення за рахунок енергії, яку накопичили пластини. За призначенням дана конструкція заявлена як буровий амортизатор для буріння свердловин з аномально високим температурним режимом. Однак, це не виключає можливості його застосування в інших умовах буріння свердловин. В останньому випадку спеціальні ущільнення із жаростійких матеріалів можуть бути замінені на звичайні гумові манжети.

Розрахунок амортизатора зводиться до визначення напружень і прогинів у пластинчастій пружині, розрахункова схема якої зображена на рис. 2. Якщо фізико-геометричні характеристики пластин однакові, то осадка пружини визначатиметься прогином однієї пластини, збільшеним в  $n$  разів, де  $n$  – кількість пластин у пружині.

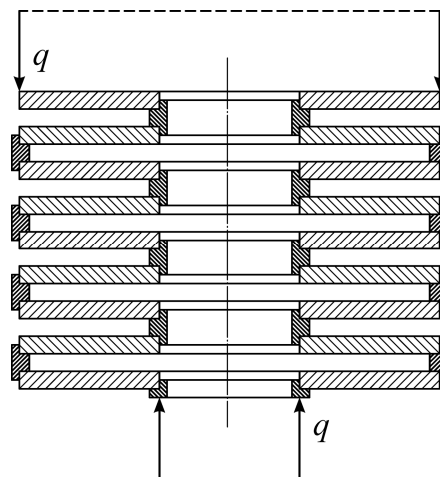


Рисунок 2 – Схема пластинчастої пружини

Вжатимемо, що очікуваний прогин пластини значно менший за її товщину. Тому за модель пластини візьмемо тонку плиту [8,9], згин якої, можемо розглядати незалежно від розтягу.

З умови рівноваги центральної частини пластини (рис. 3) визначаємо інтенсивність поперечної сили  $Q_z$ :

$$Q_z \cdot 2\pi r = q \Rightarrow Q_z = \frac{q}{2\pi r}. \quad (1)$$

Рівняння С. Жермен-Лагранжа для випадку осесиметричного згину круглої пластини запишемо у вигляді

$$r \frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{du}{dr} - \frac{u}{r} = -\frac{Q_z r}{D}, \quad (2)$$

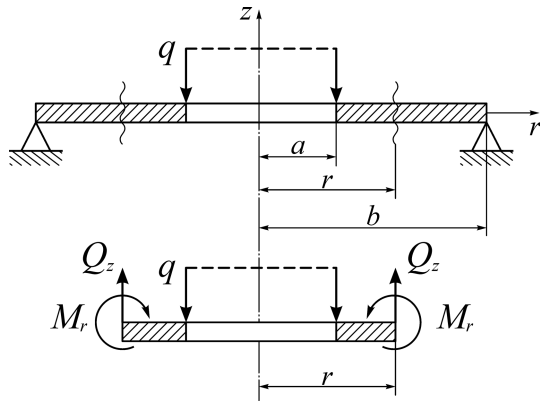


Рисунок 3 – Розрахункова схема несучої ланки амортизатора

а радіальний і тангенціальний згинаючі моменти —

$$M_r = D \left( \frac{du}{dr} + \mu \frac{u}{r} \right), \quad M_t = D \left( \frac{u}{r} + \mu \frac{du}{dr} \right), \quad (3)$$

де  $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$  – циліндрична жорсткість.

Після дворазового інтегрування (2) із врахуванням (1) отримаємо

$$u = C_1 r + \frac{C_2}{r} - \frac{q}{4\pi D} r \ln \frac{r}{a}. \quad (4)$$

Сталі інтегрування  $C_1$  і  $C_2$  визначаємо з таких крайових умов. Радіальний згинаючий момент  $M_r$  на кромках пластини, тобто при  $r = a$  і  $r = b$ , повинен дорівнювати нулю:

$$(M_r)_{r=a} = 0, \quad (M_r)_{r=b} = 0. \quad (5)$$

Використовуючи умови (5) та рівняння (3) і (4) отримаємо вирази для знаходження  $C_1$  і  $C_2$ :

$$C_1 = \frac{q}{4\pi D(1+\mu)} \left[ \frac{b^2}{b^2-a^2} (1+\mu) \ln \frac{b}{a} + 1 \right], \quad (6)$$

$$C_2 = \frac{q}{4\pi D(1-\mu)} \frac{a^2 b^2}{b^2-a^2} (1+\mu) \ln \frac{b}{a}.$$

Підставляючи (4) і (6) у вирази (3) одержимо

$$M_r = \frac{q(1+\mu)}{4\pi} \left[ \frac{b^2}{b^2-a^2} \left( 1 - \frac{a^2}{r^2} \right) \ln \frac{b}{a} - \ln \frac{r}{a} \right], \quad (7)$$

$$M_t = \frac{q(1+\mu)}{4\pi} \left[ \frac{b^2}{b^2-a^2} \left( 1 + \frac{a^2}{r^2} \right) \ln \frac{b}{a} - \ln \frac{r}{a} + \frac{1-\mu}{1+\mu} \right].$$

Максимальне еквівалентне напруження виникає біля внутрішньої кромки пластини:

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{3q}{2\pi h^2} \left[ \frac{2b^2}{b^2-a^2} (1+\mu) \ln \frac{b}{a} + 1 - \mu \right]. \quad (8)$$

Проінтегруємо (4) і знайдемо функцію прогинів пластини

$$w = C_3 - C_1 \frac{r^2}{2} - C_2 \ln \frac{r}{a} + \frac{qr^2}{8\pi D} \left( \ln \frac{r}{a} - \frac{1}{2} \right). \quad (9)$$

Для визначення сталої інтегрування  $C_3$  використаємо крайову умову  $(w)_{r=b} = 0$ , тоді

$$w = \frac{C_1}{2} (b^2 - r^2) + C_2 \ln \frac{b}{r} + \frac{q}{8\pi D} \left[ r^2 \ln \frac{r}{a} - b^2 \ln \frac{b}{a} + \frac{b^2 - r^2}{2} \right]. \quad (10)$$

Для знаходження осадки амортизатора прийемо у (10)  $r = a$  та врахуємо (6), у результаті отримаємо

$$w^* = \frac{q \cdot n}{8\pi D} \left[ \frac{1}{2} \cdot \frac{3+\mu}{1+\mu} (b^2 - a^2) + \frac{1+\mu}{1-\mu} \times \frac{2a^2 b^2}{b^2 - a^2} \ln^2 \frac{b}{a} \right]. \quad (11)$$

У більш загальному випадку, коли в амортизаторі встановлено несучі ланки різної товщини і, можливо, вони виготовлені з різного матеріалу, формула для осадки набуде такого вигляду:

$$w^* = \sum_{i=1}^n \frac{3}{2\pi} \frac{q}{E_i h_i^3} \left[ \frac{1}{2} \cdot \frac{3+\mu_i}{1+\mu_i} (b^2 - a^2) + \frac{1+\mu_i}{1-\mu_i} \cdot \frac{2a^2 b^2}{b^2 - a^2} \ln^2 \frac{b}{a} \right], \quad (12)$$

де  $h_i$ ,  $E_i$ ,  $\mu_i$  – товщина та пружні константи  $i$ -ої пластини пружного елемента.

Слід зазначити, що насправді при згині несучих ланок амортизатора поряд з поперечним навантаженням у їх перерізах виникатимуть і дотичні напруження, які викликають деформації зсуву. Однак, для тонких пластин вплив зсувів досить малий і з метою отримання простих інженерних формул ним можна знехтувати, при цьому точність розрахунків буде досить високою. При розрахунку пластин що використовуються в амортизаторах із зовнішнім діаметром 172, 195, 215 та 240 мм, числові поправки, за рахунок врахування зсувів не перевищують 2%. У випадках використання пластин великої товщини, або застосування особливих матеріалів, для яких модуль зсуву у багато разів менший модуля Юнга, впливом зсувів нехтувати не можна.

Для ілюстрування отриманих результатів виберемо за приклад буровий амортизатор із параметрами  $a = 0,03$  м;  $b = 0,081$  м;  $n = 20$ ;  $E = 2,11 \cdot 10^{-5}$  МПа;  $\mu = 0,3$ ; що відповідають пристрою із зовнішнім діаметром 195 мм.

Напружений стан несучих пластин характеризує графік, що наведений на рис. 4. Тут подано залежність еквівалентних напружень від товщини пластини при різних значеннях зовнішнього навантаження. Користуючись наведеними залежностями та знаючи механічні властивості матеріалу несучих ланок амортизатора легко оцінити їх міцність. Для виготовлення пластин зазвичай використовують конструкційні ресорно-пружинні сталі, зокрема вольф-

рамо-кремнієву 65C2BA, або хромокремнієву 60C2XA для яких: границя плинності –  $\sigma_T=1700\text{МПа}$ , границя міцності –  $\sigma_M=1900\text{МПа}$ , відносне видовження при розриві –  $\delta=6\%$ ; відносне звуження –  $\psi=20\%$ . Якщо очікуваний діапазон температур, за яких буде працювати амортизатор, не перевищує  $250^\circ\text{C}$ , то для виготовлення несучих ланок можна використати дешевшу – кремністу сталь 60C2A, або 70C3A, для яких границі текучості становлять відповідно 1400 та 1600 МПа.

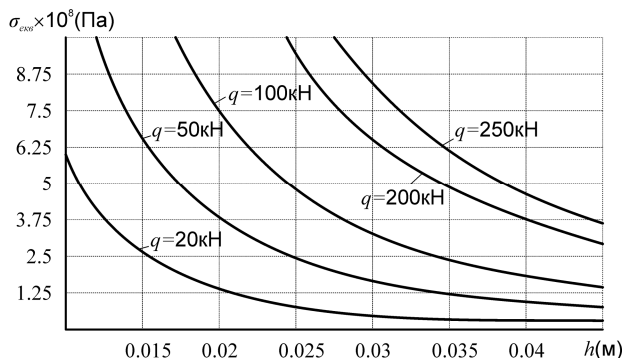


Рисунок 4 – Залежність еквівалентного напруження від товщини пластини

На рис. 5 зображено пружні характеристики пластинчастого амортизатора. Тут подано залежність осадки амортизатора від зовнішнього навантаження при різних товщинах несучих ланок. Слід зазначити, що податливість амортизатора можна легко регулювати, змінюючи кількість несучих ланок у пружному елементі. Для розширення діапазону навантажень при яких ефективно працюватиме амортизатор, застосовують несучі ланки різної товщини, а за необхідності підвищити несучу здатність амортизатора – є конструктивна можливість включити до паралельної роботи додатковий пружний елемент.

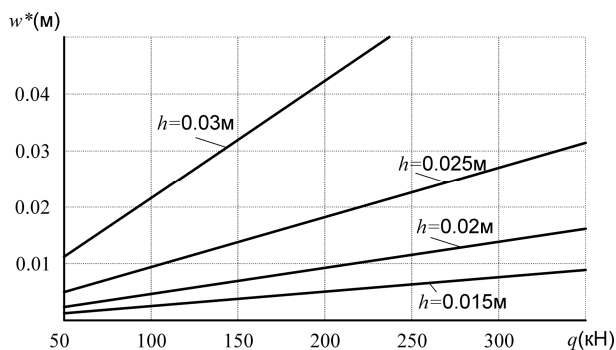


Рисунок 5 – Залежність осадки амортизатора від зовнішнього навантаження

Наявність значних статичних і динамічних навантажень, обмеженість діаметральних розмірів, агресивність середовища, високі тиски і температура – ось лише невелика частина факторів, що визначають конструктивні особливості, ресурс роботи і ефективність бурових віброзахисних пристроїв. Результати теоретичних

досліджень, що викладені в даній роботі, дозволяють проектувати розглянуту конструкцію бурового амортизатора такою, що ефективно працюватиме у важких умовах бурової свердловини. Перевага тій чи іншій схемі пластинчастої пружини може бути надана, виходячи з конкретних умов проектування, можливості застосування необхідних матеріалів в заданих умовах навколишнього середовища, допустимих міцності, ударостійкості і очікуваних переміщень елементів бурильної колони.

### Література

- 1 Балицкий П.В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины. – М.: Недра, 1975. – 294 с.
- 2 Пехньо М.И., Цыхан А.И. Бурение нефтяных и газовых скважин с применением наддолотных амортизаторов. – К.: Наукова думка, 1971. – 126 с.
- 3 Симонов В.В., Юнин Е.К. Влияние колебательных процессов на работу бурильного инструмента. – М.: Недра, 1977. – 216 с.
- 4 Величкович А.С., Шоп В.М. Бурові амортизатори як засіб підвищення техніко-економічних показників буріння свердловин // Нафтова і газова промисловість. – 2000. – № 3. – С. 16-18.
- 5 Величкович А.С., Величкович С.В. Оболочечный буровой амортизатор повышенной податливости // Хим. и нефтегазовое машиностроение. – 2002. – № 1. – С. 12-16.
- 6 Оболонкові пружини / Шоп В.М., Величкович А.С., Величкович С.В. та ін. – Івано-Франківськ: Факел, 2002. – 92 с.
- 7 Величкович А.С., Величкович С.В., Шоп В.М. Комплекс засобів віброзахисту та регулювання динамічного режиму бурильної колони. – Івано-Франківськ: Сіверсія ЛТД, 2000. – 86 с.
- 8 Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – М.: Издательство МГТУ им.Н.Э.Баумана, 2001. – 592 с.
- 9 Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твердого тела. – М.: Наука, 1979. – 744 с.